

两挡 AMT 无动力中断换挡协调控制研究

王明¹, 盛继新², 丁飞¹, 张邦基^{1†}, 文桂林¹, 张农¹

(1. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410082;

2. 上汽大众汽车股份有限公司, 上海 201805)

摘要:针对一种纯电动汽车用离合器后置式二挡机械式自动变速器(AMT),提出将同步器布置于变速器第二轴的方案,通过离合器和同步器的切换控制实现无动力中断换挡。为使换挡过程中变速器输出扭矩变化平顺,综合考虑冲击度与滑摩功等换挡性能指标,针对换挡过程的不同阶段,采用相应的换挡协调控制策略:扭矩相时驱动电机扭矩保持不变,同时协调控制离合器扭矩;惯性相时分别采用 PID、自适应模糊 PID 控制电机扭矩使离合器转速差跟踪目标轨迹。基于 Matlab/Simulink 建立整车纵向动力学模型并进行仿真试验。结果表明:所制定的换挡协调控制策略是有效的,相较于惯性相时采用 PID 控制离合器转速差,采用自适应模糊 PID 控制能有效改善换挡品质,换挡过程中最大冲击度和滑摩损失都有所减小,变速器输出扭矩变化平顺无动力中断,整车舒适性有较大提高。

关键词:电动汽车;AMT;换挡;无动力中断;自适应模糊 PID 控制;协调控制

中图分类号:TH132.41

文献标志码:A

Study on Coordinated Control Strategy for Seamless Gear Shifting of Two-speed AMT

WANG Ming¹, SHENG Jixin², DING Fei¹, ZHANG Bangji^{1†}, WEN Guilin¹, ZHANG Nong¹

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body,

Hunan University, Changsha 410082, China;

2. SAIC Volkswagen Automotive Co Ltd, Shanghai 201805, China)

Abstract: For an Automated Manual Transmission (AMT) with clutch inversed for the pure electric vehicle, this paper presented a program that the synchronizer of the AMT was located on the second axis. The seamless gear shifting can be obtained by switching the clutch to the synchronizer. In order to make the output torque of gearbox change smoothly, addressing the vehicle jerk and friction work as the shift performance indexes, different coordinated control strategies were adopted for different stages during shifting: the motor torque remained unchanged in the torque phase, and the clutch torque was controlled coordinately; the speed difference of the clutch was controlled following the target trajectory by motor speed controlled by PID and adaptive fuzzy PID method in the inertial phase. The dynamic model of MATLAB / Simulink was established and simulated, which showed the feasibility and effec-

* 收稿日期:2018-10-25

基金项目:国家自然科学基金资助项目(U1234208,51621004), National Natural Science Foundation of China(U1234208,51621004); 湖南省芙蓉学者计划项目(XJT2015408), The Chair Professor of Lotus Scholars Program in Hunan Province(XJT2015408); 汽车车身先进设计制造国家重点实验室自主项目(71575005), Research Project of State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body(71575005)

作者简介:王明(1986—),男,安徽安庆人,湖南大学博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: bangjizhang@hnu.edu.cn

tiveness of the coordinated control strategy for gear shifting. Compared with the traditional PID controller applied in the inertial phase, the adaptive fuzzy PID controller can effectively improve the shift quality, the max jerk during gear shift and the friction work decreased, the output torque of the transmission changed seamlessly without power interruption, and the comfort of the vehicle was significantly improved.

Key words: electric vehicles; Automated Manual Transmission (AMT); seamless gear shifting; adaptive fuzzy PID control; coordinate control

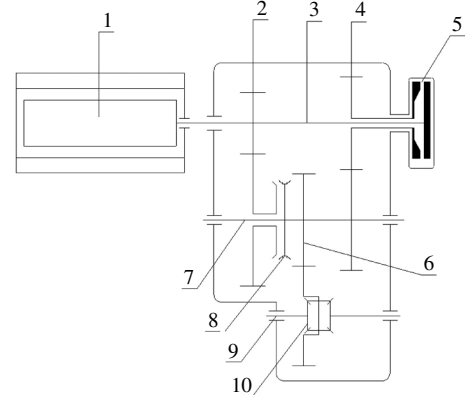
目前纯电动汽车多采用电机加减速器的直驱模式,虽然这种动力传动系统成本低,但是存在以下缺点:电机本身的特性无法兼顾车辆低速和高速时的动力性能;电机整体运行效率不高,因为电机效率曲线随扭矩和转速变化.研究表明^[1]:将两挡或多挡变速器应用于纯电动汽车能有效提高驱动电机工作效率进而增加纯电动汽车续航里程.因而,纯电动汽车用变速器的研究越来越引起国内外学者的重视.

传统 AMT 在换挡过程中始终存在动力中断问题^[2],影响整车舒适性.钟再敏^[3]、Walker 等^[4]进行了汽车 AMT 无离合器换挡控制研究,能显著提高换挡舒适性,但未能解决动力中断问题.叶杰等^[5]通过开关原件(单向离合器)和摩擦离合器的组合实现两挡变速器无动力中断换挡.国内外很多学者以 DCT 为对象通过离合器切换进行无动力中断换挡控制研究,其中离合器的切换控制关键在于精确估计离合器扭矩^[6]和扭矩观测器的设计^[7].李军求等^[8]以两挡行星齿轮变速器为对象,利用线性二次型最优控制策略实现了换挡过程中离合器的切换控制.田阳等^[9]基于两挡行星齿轮式自动变速器,通过两个制动器的切换可以实现无动力中断换挡,并分析了三种不同的扭矩控制策略对换挡品质的影响.胡建军等^[10]分析了换挡过程不同阶段换挡冲击产生的机理,并进行试验验证.Kuroiwa^[11]和 Galvagno 等^[12]研究了新型离合器后置扭矩辅助系统,并应用于传统车辆.高炳钊^[13]分析了电动车用离合器后置变速系统,实现了无动力中断换挡,制定了换挡控制策略,惯性相阶段采用了 PID 控制离合器转速差,但对换挡过程中车辆冲击度变化未做分析.

本文基于离合器后置式自动变速系统,制定了换挡协调控制策略;扭矩相时协调控制电机扭矩和离合器扭矩;惯性相时,分别采用 PID、自适应模糊 PID 进行电机扭矩控制使离合器转速差按照最优轨迹变化;最后对整个换挡过程进行动力学建模并仿真验证.

1 动力传动系统构型

本文在文献[13]中所提出的离合器后置式 AMT 的基础上提出将同步器布置在变速器二轴.图 1 为带有离合器后置式 AMT 的纯电动汽车动力系统结构原理图,动力系统主要由电机、两挡变速器以及一个后置离合器组成.文献[13]中 AMT 的同步器位于图中所示的一轴上(方案一),本文构型中同步器位于变速器二轴上(方案二),方案二能降低换挡时同步器两侧转速差,进而缩短换挡时间,减少同步器的磨损,分析过程如下.



1-电机;2-一档齿轮;3-一轴;4-二档齿轮;5-离合器;
6-主减速器齿轮;7-二轴;8-同步器;9-半轴;10-差速器

图 1 带有 AMT 的动力系统结构图

Fig.1 The structure of power system with AMT

方案一中同步器位于一轴,升挡和降挡时同步器两侧转速差分别为:

$$|\Delta\omega_{\text{up}}| = |\omega_0(1 - i_2/i_1)| \quad (1)$$

$$|\Delta\omega_{\text{down}}| = |\omega_0(1 - i_1/i_2)| \quad (2)$$

式中: $|\Delta\omega_{\text{up}}|$ 、 $|\Delta\omega_{\text{down}}|$ 分别为升挡和降挡时同步器两侧转速差; ω_0 为输入轴转速; i_1 和 i_2 分别为变速器一档传动比和二档传动比.

方案二升挡和降挡时同步器两侧转速差相同,为:

$$|\Delta\omega_2| = |\omega_0(1/i_1 - 1/i_2)| \quad (3)$$

参照车型变速器一档和二挡传动比均大于 1, 由式(4)~(5)可知: 本文将同步器布置在第二轴, 可减少换挡过程中同步器两侧的转速差, 从而降低同步器同步过程中的滑摩损失和冲击.

$$\left| \frac{\Delta\omega_{\text{up}}}{\Delta\omega_2} \right| = \left| \frac{1 - i_2/i_1}{1/i_1 - 1/i_2} \right| = i_2 \quad (4)$$

$$\left| \frac{\Delta\omega_{\text{down}}}{\Delta\omega_2} \right| = \left| \frac{1 - i_1/i_2}{1/i_1 - 1/i_2} \right| = i_1 \quad (5)$$

变速器换挡工作过程分为升挡和降挡. 当变速器控制器(TCU)接到升挡命令时, 离合器逐渐接合, 待同步器传递扭矩降为零时, 同步器迅速分离. 当同步器完全分离时, 电机驱动扭矩经一轴和离合器传至二挡齿轮, 随后锁止离合器, 动力平顺传递至二轴, 升挡过程结束. 降挡过程: 在电机调速过程中, 离合器逐渐分离, 待离合器转速差达到目标值时, 同步器迅速结合, 在同步器同步前, 一轴始终通过二挡齿轮传递扭矩. 当同步器结合后, 动力迅速经同步器传递, 此时离合器完全处于滑摩状态, 控制电机和离合器扭矩使离合器逐渐分离, 待离合器完全分离时降挡过程结束.

2 动力学建模

为了验证本文所提出构型的动力学性能和换挡控制策略, 建立如图 2 所示的动力学模型, 假定变速器中的齿轮和轴都为刚体, 仅考虑电机输出轴

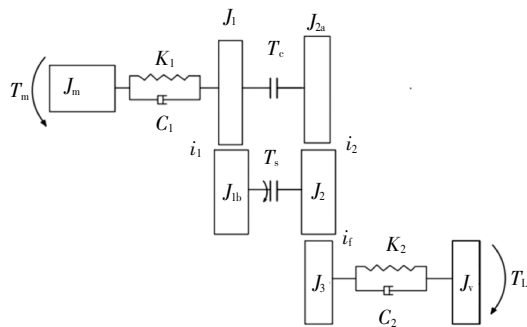


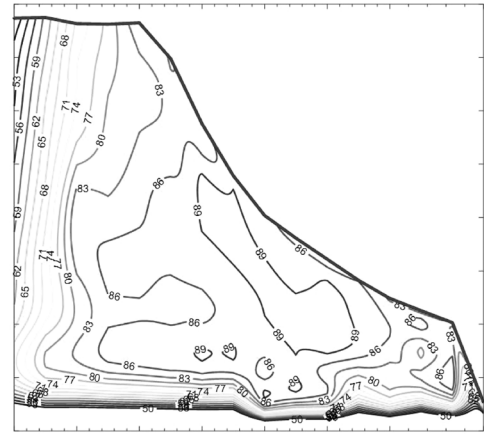
图 2 传动系统动力学模型
Fig.2 Driveline system dynamic model

和变速器输出轴的弹性变形. 定义: J_1 、 J_2 、 J_m 分别为变速器一轴、二轴、电机的转动惯量; J_{1b} 、 J_{2a} 、 J_3 为 1 挡被动齿轮、2 挡主动齿轮和离合器被驱动盘、主减被动齿轮的转动惯量; J_v 为包含整车质量、车轮、半轴等在內的等效转动惯量. K_1 、 C_1 分别为电机输出轴的刚度和阻尼; K_2 、 C_2 分别为变速器输出轴的等

效刚度和等效阻尼. $\ddot{\theta}_m$ 、 $\ddot{\theta}_1$ 、 $\ddot{\theta}_2$ 、 $\ddot{\theta}_v$ 分别为电机、一轴、二轴、变速器输出轴的角加速度. T_m 为电机扭矩; T_c 、 T_s 分别为离合器、同步器传递扭矩; T_l 为变速器输出轴阻力矩.

$$J_m \ddot{\theta}_m = T_m - K_1(\theta_m - \theta_1) - C_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) \quad (6)$$

式中: $T_m = f(\alpha_p, \omega_m)$, ω_m 为电机转速, α_p 为加速踏板开度, 电机扭矩可以通过图 3 所示电机 MAP 图用查表方法获取.



转速/(r·min⁻¹)

图 3 电机 MAP 图

Fig.3 The MAP of the motor

$$\left(J_1 + \frac{J_{1b}}{i_1^2} \right) \ddot{\theta}_1 = K_1(\theta_m - \theta_1) + C_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) - T_c - \frac{T_s}{i_1} \quad (7)$$

换挡过程中, 离合器和同步器的扭矩协调控制通过离合器压力控制实现, 同步器起到开关作用, 因此本文主要关注惯性相阶段的速度同步过程, 忽略同步过程中同步器的动态特性, 采用了如式(8)所示简化的同步器模型.

$$T_s = \frac{\mu_D R_c F_s}{\sin \beta} \quad (8)$$

其中, $F_s = \begin{cases} F_0 & \text{Engaging} \\ 0 & \text{Neutral} \end{cases}$

F_s 为同步器摩擦锥面上的轴向力(换挡拨叉轴向力); μ_D 为工作锥面间的摩擦系数; R_c 为摩擦锥面平均半径; β 为摩擦锥面半锥角; F_0 为使同步器结合施加的轴向力^[14].

当离合器处于滑摩状态时, 即当 $\dot{\theta}_1 \neq i_1 \dot{\theta}_2$ 时(离合器主、从动盘速分别为 $\dot{\theta}_1$ 、 $i_1 \dot{\theta}_2$), 其传递扭矩为:

$$T_c = \mu_c N R P \quad (9)$$

式中: R 为摩擦片式离合器摩擦片的有效半径; N 为离合器的摩擦片数; μ_c 为离合器动摩擦因数; P 为离合器压盘压力.

$$(J_2 + i_1^2 J_{2a} + \frac{J_3}{i_1^2}) \ddot{\theta}_2 = i_2 T_c + T_s - \frac{1}{i_1} [K_2(i_1 \theta_2 - \theta_v) + C_2(i_1 \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_v)] \quad (10)$$

$$J_v \ddot{\theta}_v = K_2(i_1 \theta_2 - \theta_v) + C_2(i_1 \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_v) - T_L \quad (11)$$

变速器输出扭矩和为:

$$T_0 = K_2(i_1 \theta_2 - \theta_v) + C_2(i_1 \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_v) \quad (12)$$

$$T_L = [Mg \sin \alpha + \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 + Mgf \cos \alpha] i_1 r_d \quad (13)$$

式中: M 为整车质量; g 为重力加速度; α 为路面坡度; ρ 为空气密度; C_d 为空气阻力系数; f 为地面滚动摩擦系数; r_d 为轮胎半径.

本文主要以冲击度和滑摩功两个指标来评价换挡品质. 其中,

车辆冲击度为:

$$\text{jerk} = \frac{da(t)}{dt} = r_d \ddot{\theta}_v \quad (14)$$

式中, $a(t)$ 为车辆纵向加速度.

换挡过程中产生的离合器滑摩功为:

$$W = \int_{t_0}^{t_2} T_c |\dot{\theta}_2 - i_1 \dot{\theta}_2| dt \quad (15)$$

式中: t_0, t_2 分别为换挡开始和结束时刻.

3 换挡控制策略

为了保证变速器输出扭矩平顺变化, 提高换挡品质, 需精确控制驱动电机、同步器和离合器传递扭矩, 制定如图 4 所示换挡控制策略.

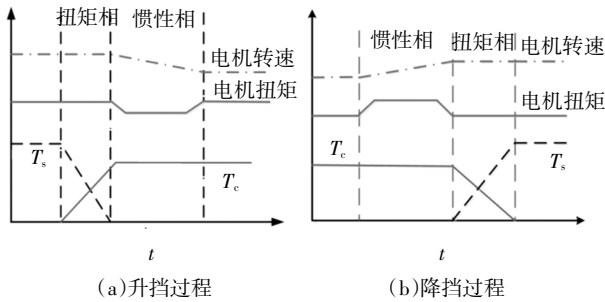
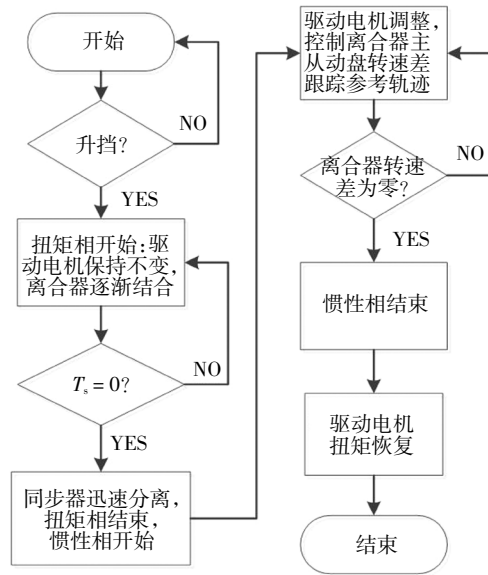


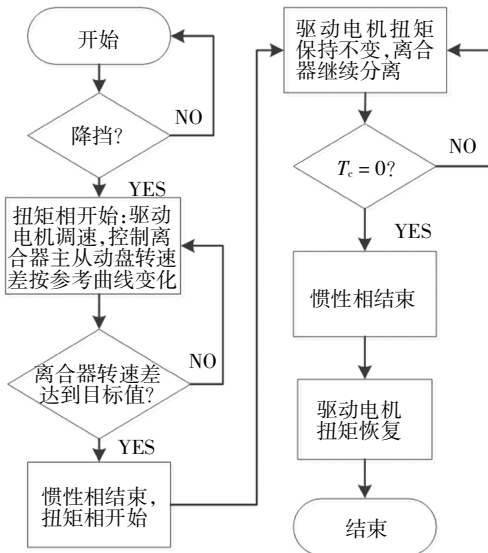
图 4 升挡和降挡控制策略示意图

Fig.4 The diagram of gear shifting strategies

当处于升挡扭矩相时, 保持驱动电机扭矩不变, 同时控制离合器和同步器传递扭矩, 使离合器逐渐结合; 在升挡惯性相时, 此时同步器已完全分离, 采用自适应模糊 PID 控制驱动电机使离合器主从动盘转速差跟随参考轨迹. 降挡过程与升挡过程相反, 先进入惯性相再进入扭矩相. 根据控制策略制定的控制流程如图 5 所示.



(a) 升挡控制流程图



(b) 降挡控制流程图

图 5 换挡控制流程图

Fig.5 Flow chat on gear shifting process

3.1 扭矩相控制

当处于升挡扭矩相时, 驱动电机扭矩保持不变 (即 $T_m = \text{常数}$), 如图 4 所示, 同时由于换挡时间较短, 认为车辆的阻力矩保持不变. 此时整个系统只有一个独立变量, 只要确定了 T_s 值, 即可求出控制量离合器扭矩 T_c .

控制目标是: 在给定的扭矩相时间内, 使 T_s 线性下降到 0, 则:

$$T_s = \frac{T_{s,t_0}}{t_1 - t_0} (t_1 - t) \quad (16)$$

式中: t_0 为换挡开始时刻; t_1 为扭矩相结束时刻; T_{s,t_0}

为 t_0 时刻 T_s 值. 以上参数均为已知参数.

$$T_c = T_m - \frac{T_s}{i_1} (J_m + J_1 + \frac{J_{lb}}{i_1^2}) \ddot{\theta}_m \quad (17)$$

降挡过程中离合器扭矩控制律推导过程可参照升挡过程.

3.2 惯性相控制

在同步器锁止和离合器分离过程中会产生变速器输出扭矩突变. 换挡前后变速器传动比发生变化, 换挡前后电机转速也会发生突变. 为了避免换挡过程中变速器输出扭矩和转速产生剧烈变化, 离合器主从动盘转速差应满足以下要求^[13]: 1) $t_2 - t_1$ 不超过要求的换挡时间 (t_1, t_2 分别为升挡惯性相开始和结束时刻); 2) 在 t_1, t_2 时刻电机转速变化率为零; 3) 整个转速差变化应保持平顺, 调速过程中离合器主从动盘转速差参考轨迹曲线如图 6 所示.

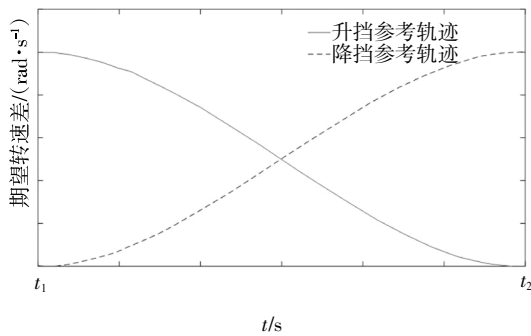


图 6 升降挡离合器主从动盘转速差参考曲线
Fig.6 Reference trajectory of clutch speed difference

在电机调速的同时加大离合器的结合压力, 既可使离合器转速同步时间缩短又可有效避免离合器因为电机扭矩波动导致离合器在滑摩和结合状态之间来回切换. 采用自适应模糊 PID 控制电机调速, 使离合器主从动盘转速差跟随参考轨迹, 其控制原理图如图 7 所示, 其中 dw 为离合器主从动盘转速差.

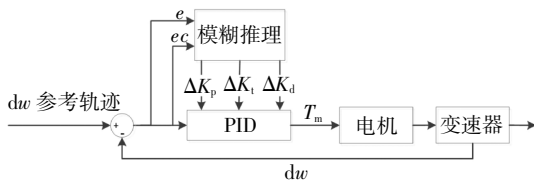


图 7 离合器主从动盘转速差控制算法
Fig.7 Speed difference control algorithm for the clutch

模糊自适应 PID 控制能综合规则预设定的先验数据在线整定 PID 各个参数, 能充分发挥 PID 优

良的控制性能, 具有较强抗干扰能力, 从而取得较好的控制效果.

设定自适应模糊 PID 控制中输入量与输出量的关系为:

$$u(t) = (K_p + \Delta K_p)e(t) + (K_i + \Delta K_i) \int_0^t e(t)dt + (K_d + \Delta K_d) \frac{de(t)}{dt} \quad (18)$$

式中: K_p, K_i, K_d 分别为比例系数、积分系数和微分系数; $\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d$ 是模糊控制的三个自适应修正值.

模糊控制输入量 e 和 ec 采用相同模糊成员函数, 如图 8 所示, 输出量 $\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d$ 是采用如图 9 所示成员函数, 相应的控制规则如表 1、表 2 和表 3 所示, 模糊语言变量为{负大、负中、负小、零、正小、正中、正大}, 对应的模糊子集为{NB、NM、NS、ZO、PS、PM、PB}, 控制采用 Mamdani 推理法.

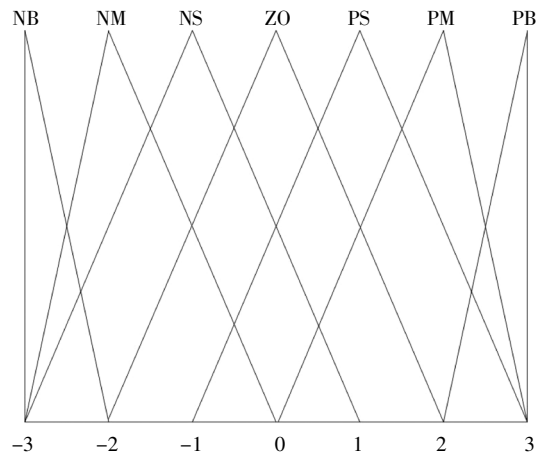


图 8 e 和 ec 的隶属函数
Fig.8 The membership functions of e and ec

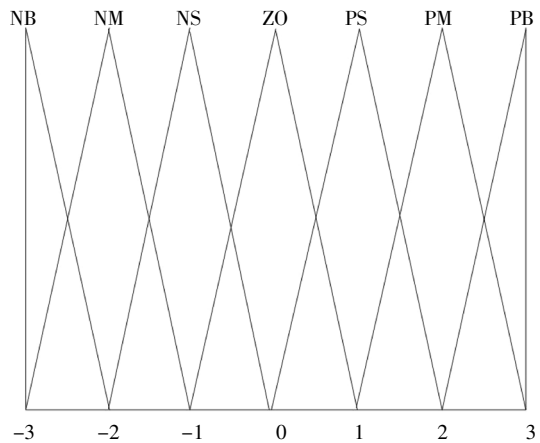


图 9 $\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d$ 的隶属函数
Fig.9 The membership functions of $\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d$

表 1 ΔK_p 的控制规则表

Tab.1 Control rules table ΔK_p

ΔK_p	e						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	PS	ZO
NM	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NS	PM	PM	PM	PS	ZO	NS	NM
ec ZO	PM	PS	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM	ZO	ZO	NS	NM	NM	NM	NB
PB	ZO	NS	NS	NM	NM	NB	NB

表 2 ΔK_i 的控制规则表

Tab.2 Control rules table ΔK_i

ΔK_i	e						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NM	NM	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NS	NM	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ec ZO	NM	NS	NS	ZO	PS	PS	PM
PS	NS	NS	ZO	PS	PS	PM	PM
PM	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB
PB	ZO	ZO	PS	PM	PB	PB	PB

表 3 ΔK_d 的控制规则表

Tab.3 Control rules table ΔK_d

ΔK_d	e						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PS	PS	ZO	ZO	ZO	PB	PB
NM	NS	NS	NS	NS	ZO	PS	PM
NS	NB	NB	NM	NS	ZO	PS	PM
ec ZO	NB	NM	NM	NS	ZO	PS	PM
PS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
PM	NM	NS	NS	NS	ZO	PS	PS
PB	PS	ZO	ZO	ZO	ZO	PB	PB

4 仿真试验及结果分析

4.1 模型参数及仿真工况设定

为验证换挡控制策略的有效性, 基于 Matlab/Simulink 建立车辆传动系统动力学模型, 车辆传动

系统主要参数如表 4 所示.

表 4 车辆传动系统主要参数

Tab.4 The main parameters of the vehicle driveline system

参数	数值	参数	数值
整车整备质量 M/kg	1 260	二挡主动齿轮等效转动惯量 $J_{2a}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.005
一档被动齿轮转动惯量 $J_{1b}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.005	主减被动齿轮转动惯量 $J_3/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.16
第一轴转动惯量 $J_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.01	主减传动比 i_j	3.943
第二轴转动惯量 $J_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.02	电机转动惯量 $J_m/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.065
整车等效转动惯量 $J_e/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	68.2	变速器输出轴等效刚度 $K_2/(\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1})$	3×10^5
电机输出轴刚度 $K_1/(\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1})$	5×10^5	变速器输出轴等效阻尼 $C_2/(\text{Nm}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	150
电机输出轴阻尼 $C_1/(\text{Nm}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1})$	10	离合器摩擦片有效半径 R/m	0.087
一档传动比 i_1	2.158	离合器摩擦因素 μ_c	0.3
二挡传动比 i_2	1.029	摩擦片数 N	4
道路坡度 $\alpha/\%$	2.5	锥面摩擦系数 μ_0	0.12
车轮半径 r_d/m	0.286	锥面半锥角 $\beta/(\text{°})$	65
空气阻力系数 C_d	0.36	锥面平均半径 R_c/m	0.047
迎风面积 A/m^2	2.08	滚动阻力摩擦系数 f	0.010 6

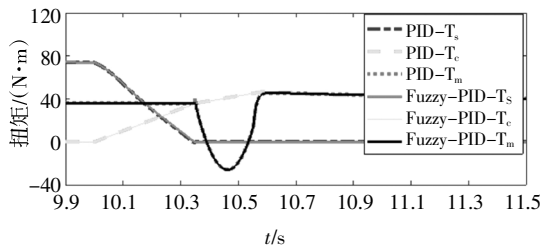
为了保证整车仿真过程中车辆实现先升挡后降挡, 设定如下仿真工况: 以 30% 的加速踏板开度起步, 变速器升挡完成后, 逐渐将加速踏板开度在 5 s 时间内线性下降至 10% 开度, 然后以 10% 加速踏板开度继续行驶, 路面坡度为 2.5%.

4.2 仿真试验结果

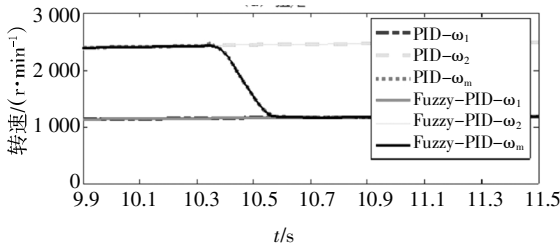
本文 PID 控制参数设定为: $K_p = 210$ 、 $K_i = 15$ 、 $K_d = 10$. 升挡仿真试验结果如图 10~图 11 所示, PID- T_s 、PID- T_c 、PID- T_m 、PID- T_o 分别为采用 PID 控制的换挡过程中同步器、离合器、电机扭矩和变速器输出扭矩. PID- ω_1 、PID- ω_2 、PID- ω_m 分别为采用 PID 控制的换挡过程的变速器一轴、变速器二轴、电机的转速; 带有 Fuzzy-PID 前缀的变量为采用自适应模糊 PID 控制的仿真结果. PID-jerk、Fuzzy-PID-jerk 分别为采用 PID 控制、自适应模糊 PID 控制的换挡过程中的冲击度.

10.00 s 时升挡开始, 换挡过程进入扭矩相, 电机扭矩保持不变, 离合器逐渐接合, 离合器传递扭矩逐渐增加, 而同步器传递扭矩逐步减小, 10.35 s

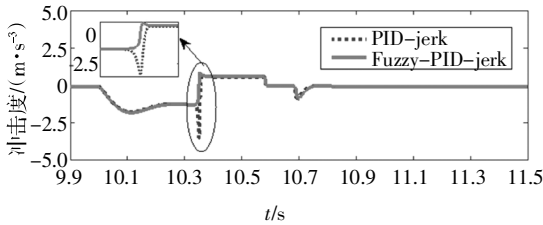
时, $T_s = 0$, 迅速摘下同步器, 扭矩相结束并进入惯性相。在惯性相时, 调节电机的转速到达二挡对应的目标转速, 使离合器转速差跟随参考轨迹, 同时离合器的结合压力逐渐增大, T_c 相应增大, 直到 10.58 s 时刻调速过程完成, 在此期间离合器一直处于滑摩状态直到 10.69 s 离合器完全结合, 惯性相完成。整个升挡过程持续 0.69 s, 最大冲击度发生在同步器分离时刻, 但均小于 5 m/s^3 。整个升挡过程中变速器输出扭矩均变化平顺无突变, 采用 PID 和自适应模糊 PID 两者控制结果基本保持一致, 如图 11 所示。



(a) 扭矩



(b) 转速



(c) 冲击度

图 10 升挡过程仿真结果

Fig.10 Simulation results of upshift process

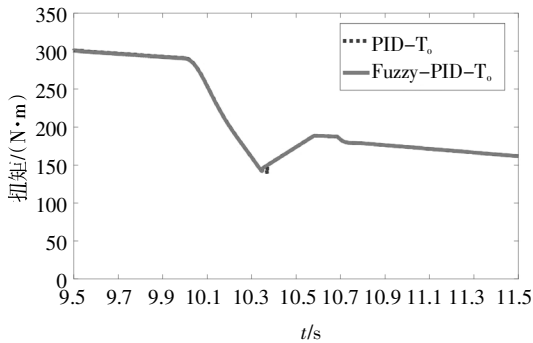
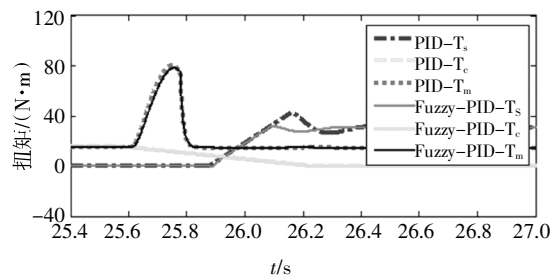


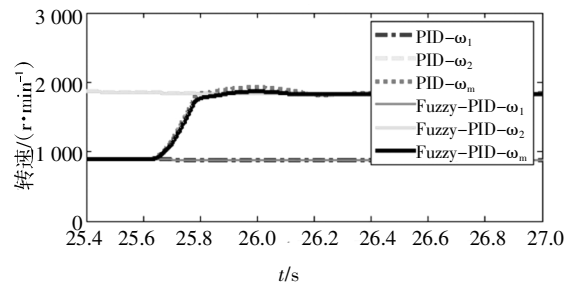
图 11 升挡过程变速器输出扭矩

Fig.11 Output torque of transmission during up shifting

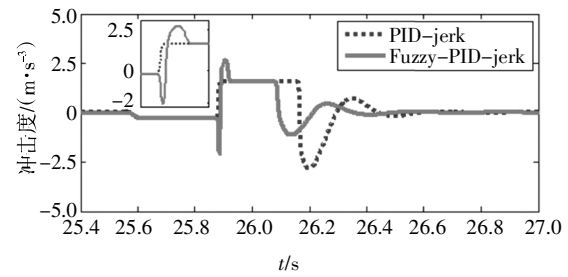
降挡过程仿真试验结果如图 12 所示, 在 25.58 s 时, 开始降挡并进入惯性相, 通过电机调速, 使离合器转速差跟随参考轨迹, 在 25.81 s 电机调速完成, 同步器结合, 惯性相结束并进入扭矩相阶段, 离合器逐渐分离直至 26.19 s 时离合器完全脱开, 此时扭矩相结束。整个升挡过程持续时间为 0.61 s, 最大冲击度发生在挂挡的一瞬间, 但均未超过 5 m/s^3 。降挡过程变速器输出扭矩变化情况如图 13 所示, 相比较 PID 控制结果, 采用自适应模糊 PID 控制时变速器输出扭矩 (Fuzzy-PID- T_o) 波动更小, 换挡时间缩短。



(a) 扭矩



(b) 转速



(c) 冲击度

图 12 降挡过程仿真结果

Fig.12 Simulation results of downshift process

为了验证自适应模糊 PID 控制的优越性, 将自适应模糊 PID 控制与传统 PID 控制结果进行对比, 如表 5 所示。自适应模糊 PID 控制与传统 PID 控制相比: 升挡持续时间基本相同, 最大冲击度降低了 48.4%, 升挡品质有明显改善。降挡过程中, 采用自适应模糊 PID 控制的调速过程中电机转速超调量较小, 换挡时间缩短了 9.84%, 变速器输出扭矩变化更

平滑,最大冲击度减少了 26.2%,降挡品质也有明显改善。

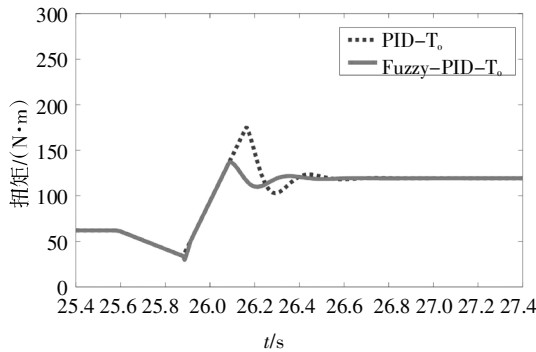


图 13 降挡过程变速器输出扭矩

Fig.13 Output torque of transmission during down shifting

表 5 自适应模糊 PID 控制与传统 PID 控制仿真结果对比
Tab.5 Comparison between simulation results of adaptive fuzzy PID controller and traditional PID controller

控制	最大冲击度/(m·s ⁻³)	换挡时间/s	滑摩功/J
PID 升挡	3.51	0.69	13 757.3
Fuzzy_PID 升挡	1.81	0.69	13 679.7
PID 降挡	2.82	0.61	3 056.0
Fuzzy_PID 降挡	2.08	0.55	2 846.1

5 结 论

1)针对离合器后置式变速系统,提出同步器布置于第二轴的方案,该方案能有效减少换挡过程中同步器两侧滑摩损失,缩短换挡时间。

2)建立了带有两挡变速器的传动系统动力学模型,分析了整个换挡过程,在不同换挡阶段采用不同的换挡控制策略。针对设定工况进行了升挡和降挡仿真试验,仿真结果验证了所制定换挡协调控制策略的有效性,换挡过程中变速器输出扭矩变化平顺无动力中断,冲击度均未超过 5 m/s³。

3)相较于传统 PID 控制,在惯性相阶段采用自适应模糊 PID 进行电机调速控制能有效提升换挡品质:升、降挡最大冲击度分别降低了 48.4%和 26.2%,降挡过程中变速器输出扭矩波动更小,换挡时间减少 9.84%,滑摩功减少 6.87%。

参考文献

[1] KNÖDEL U,STRUBE A,BLESSING U C,et al. Design and implementation of requirement-driven electric drives [J]. ATZ

World-wide,2010,112(6):56-60.

[2] 钟再敏,孔国玲,余卓平,等.机械式自动变速器动力中断研究进展及解决方案[J].同济大学学报(自然科学版),2011,39(12):1850-1855.
ZHONG Z M,KONG G L,YU Z P,et al. Review on torque interruption and its solution of automated mechanical transmission [J]. Journal of Tongji University (Natural Science),2011,39(12):1850-1855. (In Chinese)

[3] ZHONG Z M,KONG G L,YU Z P,et al. Shifting control of an automated mechanical transmission without using the clutch [J]. International Journal of Automotive Technology,2012,13(3):487-496.

[4] WALKER P D,FANG Y,ZHANG N. Dynamics and control of clutchless automated manual transmissions for electric vehicles [J]. Journal of Vibration and Acoustics,2017,139(6):1-13.

[5] 叶杰,赵克刚,黄向东,等.纯电动汽车无动力中断二速变速器的电机协调换挡控制[J].汽车工程,2016,38(8):989-995.
YE J,ZHAO K G,HUANG X D,et al. Motor coordinated shift control for a two-speed uninterrupted shift transmission of pure electric vehicle [J]. Automotive Engineering,2016,38(8):989-995. (In Chinese)

[6] ZHAO Z G,HE L,YANG Y Y,et al. Estimation of torque transmitted by clutch during shifting process for dry dual clutch transmission [J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2016,75:413-433.

[7] LI G Q,GÖRGES D. Optimal control of the gear shifting process for shift smoothness in dual-clutch transmissions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2018,103:23-38.

[8] 李军求,陈建文,王宜河,等.电动车辆组合式离合器换挡过程优化控制[J].湖南大学学报(自然科学版),2016,43(2):23-27.
LI J Q,CHEN J W,WANG Y H,et al. Shift process optimal control of combined clutch in electric vehicles [J].Journal of Hunan University(Natural Sciences),2016,43(2):23-27. (In Chinese)

[9] TIAN Y,RUAN J G,ZHANG N,et al. Modelling and control of a novel two-speed transmission for electric vehicles [J]. Mechanism and Machine Theory,2018,127:13-32.

[10] 胡建军,李康力,胡明辉,等.纯电动轿车 AMT 换挡过程协调匹配控制方法[J].中国公路学报,2012,25(1):152-158.
HU J J,LI K L,HU M H,et al. Coordination matching control method of AMT gear shifting for pure electric car[J]. China Journal of Highway & Transport,2012,25(1):152-158. (In Chinese)

[11] KOROIWA H,OZAKI N,OKADA T,et al. Next generation fuel-efficient automated manual transmission [J]. Hitachi Review,2004,53(4):205.

[12] GALVAGNO E,VELARDOCCIA M,VIGLIANI A. Analysis and simulation of a torque assist automated manual transmission [J]. Mechanical Systems & Signal Processing,2011,25:1877-1886.

[13] GAO B J,LIANG Q,XIANG Y,et al. Gear ratio optimization and shift control of 2-speed I-AMT in electric vehicle [J]. Mechanical Systems & Signal Processing,2015,50:615-631.

[14] WALKER P D,ZHANG N. Parameter study of synchroniser mechanisms applied to dual clutch transmissions [J]. International Journal of Powertrains,2011,1(2):198-220.